

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

HNACÍ ÚSTROJÍ ZKUŠEBNÍHO JEDNOVÁLCOVÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

POWERTRAIN OF EXPERIMENTAL SINGLE-CYLINDER SPARK IGNITION ENGINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE TOMÁŠ ČÍP
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.
SUPERVISOR

BRNO 2008

Abstrakt

Cílem bakalářské práce je, pro zadané geometrické, termodynamické a provozní parametry válcové jednotky zkušebního jednoválcového zážehového motoru, provést výpočet termodynamického cyklu, navrhnout základní rozměry pístní skupiny a pro zadané provozní režimy provést pevnostní kontrolu oka ojnice. V úvodu je uvedeno základní použití vznětových motorů, princip na kterém pracují a základní rozdělení. Vlastní práce se skládá z výpočtu, který je průběžně popisován. Výpočet se skládá ze čtyř částí. V první části se počítá termodynamický cyklus, v druhé se provádí návrh pístní skupiny, v další se určují síly působící na pístní skupinu a ve čtvrté části, se provádí pevnostní výpočet a kontrola oka ojnice. V závěru jsou zhodnoceny výsledky výpočtu.

Abstract

Objective of bachelor's thesis is, for noted geometric, thermodynamic and operation parameters cylindrical unit of experimental single-cylinder spark ignition engine, perform calculation of thermodynamic cycle, project basic proportion of piston group and for noted operation modes perform strength check of connecting-rod eye. In preamble is stated basic use of spark -ignition engines, their operation principle and basic fisson. The bachelor's thesis is consists from of calculation, which is continuously described. The calculation is consists from four parts. The first part is calculation of thermodynamic cycle, in the second part are calculated concept piston group, in next part are calculated forces reacting to piston group and fourth part is strength calculation and check of connecting-rod eye. In the last part is results evaluation of calculation.

Klíčová slova

Zážehový motor, píst, pístní skupina, oko ojnice, Ottův cyklus, izochorický, adiabatický, zakřivený prut, měrný tlak, napětí, setrvačná síla

Key words

Spark ignition engine, piston, piston group, connecting-rod eye, Otto cycle, isochoric, adiabatic, curved bar, surface pressure, strain, inertial force

Bibliografická citace VŠKP dle ČSN ISO 690

ČÍP, T. *Hnací ústrojí zkušebního jednoválcového zážehového motoru* . Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 35 s.
Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tuto bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně bez cizí pomoci. Vycházel jsem při tom ze svých znalostí, odborných konzultací a doporučené literatury, uvedené v seznamu.

V Brně dne:

.....

podpis

Děkuji vedoucímu bakalářské práce prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc.,
za účinnou metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc a další cenné rady při
zpracování mé bakalářské práce.

V Brně dne

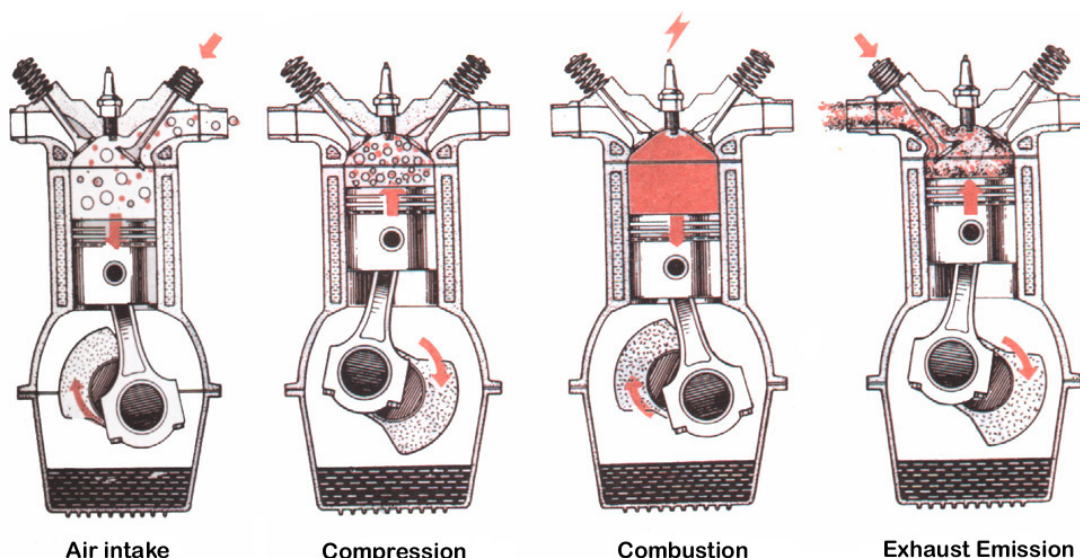
Obsah

Úvod	7
1. Parametry motoru	8
2. Výpočet termodynamického cyklu	9
2.1 Vstupní informace Ottova cyklu	9
2.2 Adiabatická komprese 1-2	10
2.3 Izochorický přívod tepla 2-3	11
2.4 Adiabatická expanze 3-4	11
2.5 Izochorický odvod tepla 4-1	11
3. Návrh hlavních rozměrů pístu a pístního čepu a určení jejich hmotnosti	12
3.1 Návrh hlavních rozměrů pístu a pístního čepu	12
3.2 Výpočet hmotnosti pístu	13
3.3 Výpočet hmotnosti pístního čepu	14
3.4 Celková hmotnost pístní skupiny včetně pístního čepu	14
4. Výpočet maximálních sil působících na pístní skupinu	14
4.1 Maximální síla od tlaku plynů	14
4.2 Maximální setrvačná síla posuvných hmot pístní skupiny	14
(včetně pístního čepu)	
4.3 Maximální setrvačná síla posuvných hmot pístní skupiny	15
(bez pístního čepu)	
4.4 Maximální síla působící na pístní čep	15
5. Výpočet měrného tlaku	16
5.1 Měrný tlak mezi pístním čepem a pouzdrem oka ojnice	16
5.2 Měrný tlak mezi pístním čepem a oky v pístu	17
6. Výpočet namáhání pístního čepu	18
6.1 Namáhání pístního čepu ohybem	18
6.2 Namáhání pístního čepu smykem	19
7. Návrh základních rozměrů ojnice	19
8. Pevnostní kontrola oka ojnice	21
8.1 Měrný tlak mezi pouzdrem a okem ojnice	21
8.2 Namáhání oka ojnice setrvačnou silou	23
8.3 Namáhání oka ojnice silou od tlaků plynů	25
8.4 Určení maximálního napětí v oku ojnice	27
8.5 Bezpečnost oka ojnice vůči mezi kluzu	28
8.6 Kontrola ojnice na únavu	28
Závěr	30
Seznam použitých zdrojů	31
Seznam použitých zkratk a symbolů	32

Úvod

Počátky vzniku zážehového spalovacího motoru sahají až do 19. století, kdy se inženýři snažili nahradit energii tehdejších parních strojů. V dnešní době jsou tyto motory využívány především k pohonu automobilů, jednostopých vozidel a malé mechanizace (ruční nářadí,...). Ovšem poslední trend spalovacích motorů naznačuje nahrazování zážehových motorů vznětovými a to zejména v automobilovém odvětví, a to díky mnohem vyšší účinnosti modernějšího vznětového motoru projevující se v nižší spotřebě paliva.

Zážehové motory rozlišujeme na dvoudobé a čtyřdobé. Princip činnosti čtyřdobého motoru spočívá v tom, že v první fázi (sání) jde píst dolů, vzniká podtlak, který nasává hořlavou směs (nejčastěji benzin se vzduchem). V druhé fázi (komprese) píst stlačí nasátou směs, která se pak ve třetí (expanze) díky jiskře ze svíčky vznítí a dojde tak k výbuchu. Rychlým rozepnutím vzniká tlak, který zatlačí píst dolů. V poslední čtvrté fázi (výfuk) se vyhořelá směs vypustí při pohybu pístu nahoru. Celý cyklus se pak dále opakuje. Tento posuvný vratný pohyb pístu dále převádí klikový mechanismus na otáčivý pohyb klikové hřídele. Práce vzniká při každém čtvrtém zdvihu pístu. Dvoudobý motor dokáže tyto čtyři doby skloubit do dvou a navíc je z konstrukčního hlediska jednodušší než čtyřdobý zážehový motor (neobsahuje 3/4 pohyblivých součástí čtyřtakového motoru), a proto je jeho výroba levnější. Práce vzniká při každém druhém zdvihu, místo při každém čtvrtém a tak musí motor vše vykonat s dvojnásobnou rychlostí, z čehož vyplývají jeho nevýhody: vyšší hluk, spalování probíhá nedokonale a motor ztrácí na účinnost a do ovzduší je pak zbytečně vypouštěna nespálená směs. Dále můžeme tyto motory rozdělit podle počtu válců (jednoválec, dvouválec,...) a uspořádání (řadový motor, V-motor,...). Největší problém způsobují jednoválcové čtyřdobé provedení, kdy pouze jeden ze čtyř zdvihů koná práci, tím je chod motoru velice nerovnoměrný a tak musíme použít setrvačnick se značnou hmotností. Čím větší počet válců použijeme, tím je potřeba setrvačnosti menší a setrvačnick je malý a lehký. Proto u dokonalejších čtyřdobých motorů bývá válců několik - většinou čtyři nebo šest, ale i více. Zvyšování počtu válců přispívá k plynulejšímu běhu motoru. [8,9]



Obr.1 Princip činnosti čtyřdobého zážehového motoru [10]

1. Parametry motoru

Základní geometrické informace motoru použijeme z konstrukce motoru motocyklu JAWA 650 typ 836 (obr. 2), který jsem si vybral na základě zadání bakalářské práce. Jedná se o jednoválcový čtyřdobý zážehový motor s parametry : [6]

Vrtání $D = 100\text{mm} = 0,1\text{m}$

Zdvih $z = 83\text{mm} = 0,083\text{m}$

Kompresní poměr $\varepsilon = 9,7$

Maximální otáčky $n_{\max} = 8000\text{min}^{-1} = 133,333\text{s}^{-1}$



Obr.2 Motor motocyklu JAWA 650 typ 836 [11]

Dopočítané parametry:

Zdvihový objem

$$V_z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot z = \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} \cdot 0,083\text{m}^3 = 6,5188 \cdot 10^{-4}\text{m}^3$$

Objem kompresního prostoru

$$V_k = \frac{V_z}{\varepsilon - 1} = \frac{6,5188 \cdot 10^{-4}}{9,7 - 1}\text{m}^3 = 0,7493 \cdot 10^{-4}\text{m}^3$$

Objem spalovacího prostoru

$$V_c = V_z + V_k = (6,5188 + 0,7493) \cdot 10^{-4}\text{m}^3 = 7,2681 \cdot 10^{-4}\text{m}^3$$

Perioda oběhu při max. otáčkách

$$t = \frac{1}{n_{\max}} = \frac{1}{133,333}\text{s} = 7,5 \cdot 10^{-3}\text{s}$$

Maximální úhlová rychlost

$$\omega_{\max} = \frac{2 \cdot \pi}{t} = \frac{2 \cdot \pi}{7,5 \cdot 10^{-3}}\text{s}^{-1} = 837,758\text{s}^{-1}$$

Dále je nutné určit teoretický (Stechiometrický) směšovací poměr, který říká, že na 1 kg benzínu připadá 14,7 kg vzduchu (tato hodnota se může mírně lišit podle chemického složení benzínu). Obecně platí, že směs s poměrem λ větší než 1,5 ($\lambda > 1,5$) není zapalitelná. Je-li λ větší než 1 ($\lambda > 1$), jedná se o chudou směs a naopak, je-li λ menší než 1 ($\lambda < 1$), jedná se o bohatou směs. Pro běžný provoz se používá poměr λ_s v rozmezí 0,9 až 1,1. [7]

Teoretický (Stechiometrický) směšovací poměr

$$\lambda = \frac{1}{14,7} [-]$$

Skutečný směšovací poměr

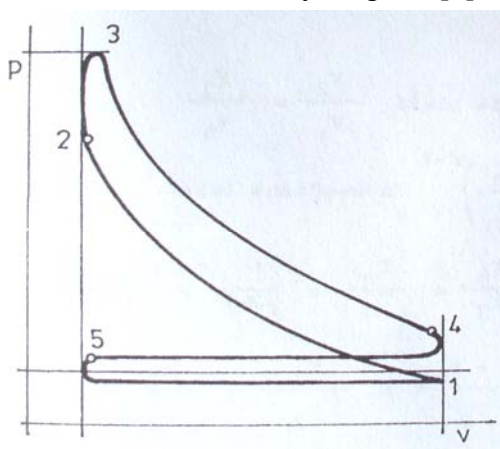
$$\lambda_s = 1,05 [-]$$

2. Výpočet termodynamického cyklu

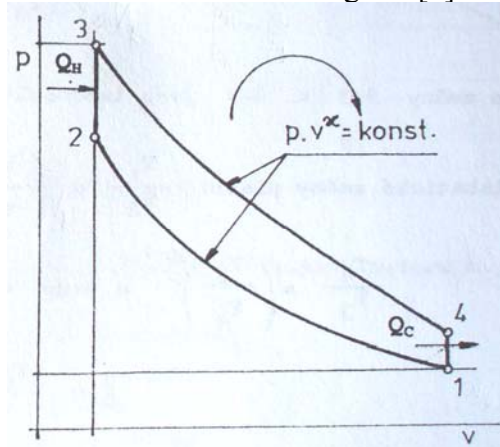
Spalovací oběh zážehového motoru s atmosférickým sáním pracuje podle Ottova cyklu (cyklus výbušného motoru). Existují dva typy diagramu Ottova cyklu, a to indikátorový a porovnávací. Pro výpočet použijeme porovnávací diagram, který se skládá ze čtyř částí: 1-2 adiabatická komprese, 2-3 izochorický přívod tepla, 3-4 adiabatická expanze a 4-1 izochorický odvod tepla.

Diagramy Ottova cyklu

Obr.3 Indikátorový diagram [1]



Obr.4 Porovnávací diagram [1]



2.1 Vstupní informace Ottova cyklu:

Atmosférický tlak

$$p_a = p_1 = 98000 \text{ Pa}$$

Teplota okolí

$$T_1 = 293,15 \text{ K}$$

Izoentropický exponent

$$\chi = 1,4 [-]$$

Popis objemů vzhledem k porovnávacímu diagramu (obr.4)

$$V_c = V_1 = V_4, \quad V_k = V_2 = V_3$$

K výpočtu ještě potřebujeme znát velikost dodaného tepla při jednom cyklu, které zjistíme z dolní výhřevnosti paliva, hmotnosti paliva a tepelné účinnosti (předpokládáme 32% tepla přeměnných na výkon). Hmotnost paliva zjistíme z hmotnosti vzduchu a směšovacího poměru. [3]

Spodní výhřevnost paliva

$$H_u = 43,2 \text{ MJ/kg}$$

Měrná plynová konstanta pro vzduch

$$r = 287,1 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$$

Hmotnost vzduchu

$$m_v = \frac{p_1 \cdot V_c}{r \cdot T_1} = \frac{98 \cdot 10^3 \cdot 7,2681 \cdot 10^{-4}}{287,1 \cdot 293,15} \text{ kg} = 8,46299 \cdot 10^{-4} \text{ kg}$$

Hmotnost paliva

$$m_{pa} = \frac{m_v \cdot \lambda}{\lambda_s} = \frac{8,46299 \cdot 10^{-4} \cdot (1/14,7)}{1,05} \text{ kg} = 5,48299 \cdot 10^{-5} \text{ kg}$$

Dodané teplo

$$Q_H = Q_{23} = H_u \cdot m_{pa} \cdot \eta_T = 43,2 \cdot 10^6 \cdot 5,48299 \cdot 10^{-5} \cdot 0,32 \text{ J} = 757,9685 \text{ J}$$

2.2 Adiabatická komprese 1-2

Píst se pohybuje z dolní úvratě do horní, zmenšuje se objem, narůstá teplota a tlak. Na konci adiabatické komprese je celá hořlavá směs (vzduchu a benzinové mlhoviny) vměstnána pouze v objemu kompresního prostoru. Tento děj probíhá bez výměny tepla s okolím. Práce vykonaná při kompresi je záporná, neboť se musí do oběhu přivést. [1]

Tlak na konci komprese

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_c}{V_k} \right)^\chi = 98000 \cdot \left(\frac{7,2681 \cdot 10^{-4}}{0,7493 \cdot 10^{-4}} \right)^{1,4} \text{ Pa} = 2,3588 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Teplota na konci komprese

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_c}{V_k} \right)^{\chi-1} = 293,15 \cdot \left(\frac{7,2681 \cdot 10^{-4}}{0,7493 \cdot 10^{-4}} \right)^{1,4-1} \text{ K} = 727,4379 \text{ K}$$

Objemová práce

$$A_{12} = \frac{p_1 \cdot V_c - p_2 \cdot V_k}{\chi - 1} = \frac{98 \cdot 10^3 \cdot 7,2681 \cdot 10^{-4} - 2,3588 \cdot 10^6 \cdot 0,7493 \cdot 10^{-4}}{1,4 - 1} \text{ J}$$

$$A_{12} = -263,7938 \text{ J}$$

2.3 Izochorický přívod tepla 2-3

V této fázi dodáme do oběhu teplo, které získáme z chemické energie paliva. Teplo se přemění na technickou práci a vnitřní energii soustavy, prudce naroste teplota a tlak. Tímto způsobem se modeluje zapálení pracovní látky elektrickou jiskrou ve spalovacím prostoru a následné uvolnění energie při jeho hoření. Objemová práce je nulová. [1]

Tlak na konci děje (maximální tlak cyklu)

$$p_{\max} = p_3 = p_2 + \frac{Q_{23} \cdot (\chi - 1)}{V_k} = 2,3588 \cdot 10^6 \text{ Pa} + \frac{757,9685 \cdot (1,4 - 1)}{0,7493 \cdot 10^{-4}} \text{ Pa} = 6,4051 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Teplota na konci děje (maximální teplota cyklu)

$$T_{\max} = T_3 = \frac{p_3 \cdot T_2}{p_2} = \frac{6,4051 \cdot 10^6 \cdot 727,4379}{2,3588 \cdot 10^6} \text{ K} = 1975,2893 \text{ K}$$

2.4 Adiabatická expanze 3-4

Píst se pohybuje z horní úvratí do dolní, nedochází k výměně tepla s okolím, vnitřní energie soustavy se přeměňuje na objemovou práci, klesá teplota a tlak, na konci tohoto děje se píst nachází v dolní úvratí. Práce vykonaná pístem je kladná. [1]

Tlak na konci adiabatické expanze

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{V_k}{V_c} \right)^\chi = 6,4051 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0,7493 \cdot 10^{-4}}{7,2681 \cdot 10^{-4}} \right)^{1,4} \text{ Pa} = 2,6611 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

Teplota na konci adiabatické expanze

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{V_k}{V_c} \right)^{\chi-1} = 1975,2893 \cdot \left(\frac{0,7493 \cdot 10^{-4}}{7,2681 \cdot 10^{-4}} \right)^{1,4-1} \text{ K} = 796,0212 \text{ K}$$

Objemová práce

$$A_{34} = \frac{p_3 \cdot V_k - p_4 \cdot V_c}{\chi - 1} = \frac{6,4051 \cdot 10^6 \cdot 0,7493 \cdot 10^{-4} - 2,6611 \cdot 10^5 \cdot 7,2681 \cdot 10^{-4}}{1,4 - 1} \text{ J}$$

$$A_{34} = 716,3068 \text{ J}$$

2.5 Izochorický odvod tepla 4-1

Zbylá vnitřní energie se ze soustavy odvede, tímto způsobem se modeluje výfuk u reálného motoru. Objemová práce je nulová, cyklus se vrací do počátečního stavu. [1]

Odvedené teplo

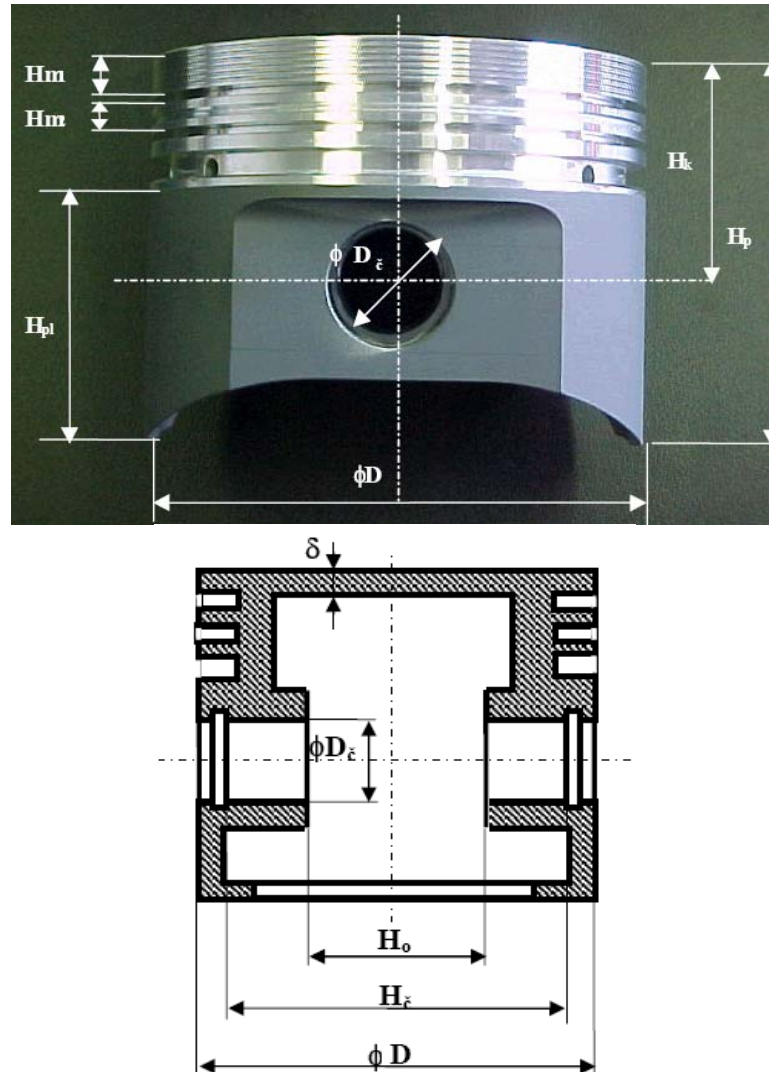
$$Q_c = Q_{41} = \frac{1}{\chi - 1} \cdot V_c \cdot (p_1 - p_4) = \frac{1}{1,4 - 1} \cdot 7,2681 \cdot 10^{-4} \cdot (98 \cdot 10^3 - 2,6611 \cdot 10^5) \text{ J}$$

$$Q_c = -305,46 \text{ J}$$

3. Návrh hlavních rozměrů pístu, pístního čepu a určení jejich hmotnosti

3.1 Návrh hlavních rozměrů pístu a pístního čepu

Při návrhu hlavních rozměrů pístní skupiny vycházíme z již dříve provedených a osvědčených konstrukcí. Doporučené základní rozměry pístní skupiny zážehového čtyřdobého motoru jsou vztaženy na vrtání válce motoru. [2]



Obr.5 Hlavní rozměry pístu [2]

Výška pístu

$$H_p = 1,1 \cdot D = 1,1 \cdot 0,1\text{m} = 0,11\text{m}$$

Kompresní výška pístu

$$H_k = 0,7 \cdot D = 0,7 \cdot 0,1\text{m} = 0,07\text{m}$$

Výška pláště pístu

$$H_{pl} = 0,55 \cdot D = 0,55 \cdot 0,1\text{m} = 0,055\text{m}$$

Vzdálenost mezi nálitky pro pístní čep

$$H_o = 0,4 \cdot D = 0,4 \cdot 0,1\text{m} = 0,04\text{m}$$

Vnitřní průměr pístu

$$H_{\epsilon} = 0,85 \cdot D = 0,85 \cdot 0,1\text{m} = 0,085\text{m}$$

Výška prvního můstku

$$H_{m1} = 0,08 \cdot D = 0,08 \cdot 0,1\text{m} = 0,008\text{m}$$

Výška druhého můstku

$$H_{m2} = 0,04 \cdot D = 0,04 \cdot 0,1\text{m} = 0,004\text{m}$$

Vnější průměr pístního čepu

$$D_{\epsilon a} = D_{\epsilon} = 0,26 \cdot D = 0,26 \cdot 0,1\text{m} = 0,026\text{m}$$

Vnitřní průměr pístního čepu

$$D_{\epsilon i} = 0,18 \cdot D = 0,18 \cdot 0,1\text{m} = 0,018\text{m}$$

Délka pístního čepu

$$l_{\epsilon} = 0,9 \cdot D = 0,9 \cdot 0,1\text{m} = 0,09\text{m}$$

Vnější průměr nálitky

$$D_n = 0,5 \cdot D = 0,5 \cdot 0,1\text{m} = 0,05\text{m}$$

Výška dna pístu

$$\delta = 7 \cdot 10^{-3}\text{m}$$

3.2 Výpočet hmotnosti pístu

Výpočet hmotnosti budeme počítat jako součin objemu a hustoty daného materiálu. Pro píst uvažujeme lehkou slitinu hliníku s křemíkem, a pro pístní čep ocel. Objem pístu budeme počítat zjednodušeně jako součet dílčích objemů: dna pístu, pláště pístu a nálitků pro pístní čep.

Objem dna pístu

$$V_d = S_p \cdot \delta = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \delta = \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} \cdot 0,007\text{m}^3 = 5,4978 \cdot 10^{-5}\text{m}^3$$

Objem pláště pístu

$$V_{pl} = \frac{\pi \cdot (D^2 - H_{\epsilon}^2)}{4} \cdot (H_p - \delta) = \frac{\pi \cdot (0,1^2 - 0,085^2)}{4} \cdot (0,11 - 0,007)\text{m}^3 = 2,2449 \cdot 10^{-4}\text{m}^3$$

Objem nálitky pro pístní čep

$$V_n = \frac{\pi \cdot (D_n^2 - D_{\epsilon a}^2)}{4} \cdot (H_{\epsilon} - H_o) = \frac{\pi \cdot (0,05^2 - 0,026^2)}{4} \cdot (0,085 - 0,04)\text{m}^3 = 6,4465 \cdot 10^{-5}\text{m}^3$$

Objem pístu

$$V_p = V_d + V_{pl} + V_n = 3,43933 \cdot 10^{-4}\text{m}^3$$

Určení hustoty pístu

Slitina Al-Si dle ČSN 42 4330 – slitina AlSi12Mn (11 až 13%Si, 0,1 až 0,4%Mn) [12]

$$\rho_p = 0,88 \cdot \rho_{Al} + 0,12 \cdot \rho_{Si} + 0,002 \cdot \rho_{Mn}$$

$$\rho_{Al} = 2700 \text{ kg/m}^3, \rho_{Si} = 2330 \text{ kg/m}^3, \rho_{Mn} = 7300 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_p = (0,88 \cdot 2700 + 0,12 \cdot 2330 + 0,002 \cdot 7300) \text{ kg/m}^3 = 2670,2 \text{ kg/m}^3$$

Hmotnost pístu

$$m_p = V_p \cdot \rho_p = 3,43933 \cdot 10^{-4} \cdot 2670,2 \text{ kg} = 0,9184 \text{ kg}$$

3.3 Výpočet hmotnosti pístního čepu

Objem pístního čepu

$$V_{\xi} = \frac{\pi \cdot (D_{\xi a}^2 - D_{\xi i}^2)}{4} \cdot l_{\xi} = \frac{\pi \cdot (0,026^2 - 0,018^2)}{4} \cdot 0,09 \text{ m}^3 = 2,4881 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Hustota pístního čepu

$$\rho_{\xi} = \rho_o = 7850 \text{ kg/m}^3$$

Hmotnost pístního čepu

$$m_{\xi} = V_{\xi} \cdot \rho_{\xi} = 2,4881 \cdot 10^{-5} \cdot 7850 \text{ kg} = 0,1953 \text{ kg}$$

3.4 Celková hmotnost pístní skupiny včetně pístního čepu

$$m_{ps} = m_p + m_{\xi} = (0,1953 + 0,9184) \text{ kg} = 1,1137 \text{ kg}$$

4. Výpočet maximálních sil působících na pístní skupinu

Rozeznáváme dva typy sil zatěžujících píst a to sílu od tlaku plynů a setrvačnou sílu. Maximální sílu od tlaku plynů zjistíme jednoduše jako součin maximálního tlaku plynů dosaženého ve válci při spalování a plochy pístu danou vrtáním válce motoru. Maximální setrvačnou sílu spočteme z maximálního zrychlení pístní skupiny a její hmotnosti. Maximální zrychlení je definováno v horní úvrati při maximálních otáčkách motoru (klikové hřídele), dále poloměrem zalomení klikového hřídele a ojnicím poměrem. [2]

4.1 Maximální síla od tlaku plynů

$$F_{p_{\max}} = p_{\max} \cdot S_p = p_{\max} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 6,4051 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} \text{ N} = 5,0306 \cdot 10^4 \text{ N}$$

4.2 Maximální setrvačná síla posuvných hmot pístní skupiny (včetně pístního čepu)

Délka ojnice

$$l_o = 1,7 \cdot D = 1,7 \cdot 0,1 \text{ m} = 0,17 \text{ m}$$

Poloměr kliky

$$r_k = 0,5 \cdot z = 0,5 \cdot 0,083\text{m} = 0,0415\text{m}$$

Ojniční poměr

$$\lambda_o = \frac{r_k}{l_o} = \frac{0,0415}{0,17} = 0,2441$$

Maximální zrychlení pístní skupiny

$$a_{\max} = r_k \cdot \omega_{\max}^2 \cdot (1 + \lambda_o) = 0,0415 \cdot 837,758^2 \cdot (1 + 0,2441) \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$a_{\max} = 3,6236 \cdot 10^4 \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Maximální setrvačná síla

$$F'_{\text{sp}} = m_{\text{ps}} \cdot a_{\max}$$

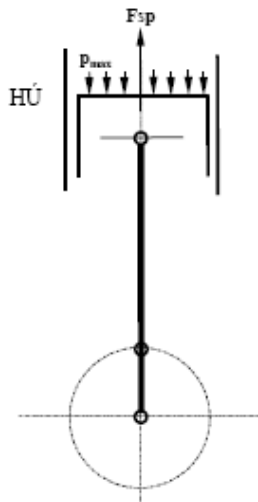
$$F'_{\text{sp}} = 1,1137 \cdot 3,6236 \cdot 10^4 \text{N} = 4,0356 \cdot 10^4 \text{N}$$

4.3 Maximální setrvačná síla posuvných hmot pístní skupiny (bez pístního čepu)

$$F''_{\text{sp}} = m_p \cdot a_{\max} = 0,9184 \cdot 3,6236 \cdot 10^4 \text{N} = 3,3279 \cdot 10^4 \text{N}$$

4.4 Maximální síla působící na pístní čep

Tato síla je největší v okamžiku dosažení maximálního spalovacího tlaku nad pístem, ovšem její velikost je zmenšena o setrvačnou sílu urychlovaného pístu (obr.6). [2]



Obr.6 Zatížení pístního čepu [2]

Působící síla na pístní čep typ 1

$$F = F_{\text{pmax}} - F'_{\text{sp}} = 50306\text{N} - 40356\text{N} = 9950\text{N}$$

Působící síla na pístní čep typ 2

$$F' = F_{\text{pmax}} - F''_{\text{sp}} = 50306\text{N} - 33279\text{N} = 17027\text{N}$$

5. Výpočet měrného tlaku

Jedná se o největší tlak působící mezi pístním čepem a pouzdrům oka ojnice, dále mezi pístním čepem a oky v pístu. Tlak mezi pístním čepem a pouzdrům oka ojnice určíme jako poměr maximální síly působící na pístní čep a kolmého průmětu pouzdra ojničního oka (získáme vynásobením vnějšího průměru čepu s aktivní délkou pouzdra ojničního oka). Tlak mezi pístním čepem a oky v pístu určíme jako poměr maximální síly působící na pístní čep a kolmého průmětu náلتků pro pístní čep (získáme vynásobením vnějšího průměru čepu s aktivní délkou náلتků pro pístní čep). Tyto tlaky potom porovnáme s dovolenými hodnotami vůči otlacení pro písty z hliníkových slitin a nepřepřňované motory. [2]

5.1 Měrný tlak mezi pístním čepem a pouzdrům oka ojnice

Slouží pro kontrolu návrhu šířky ojničního oka **a** (zmenšená o dvojnásobek poloměru zaoblení, nebo šířky sražení hran pouzdra). Současně určuje navržená šířka oka ojnice i vzdálenost náلتků pro pístní čep v pístu **b** (zvětšená o dvojnásobnou šířku zaoblení nebo zkosení hrany otvoru). [2]

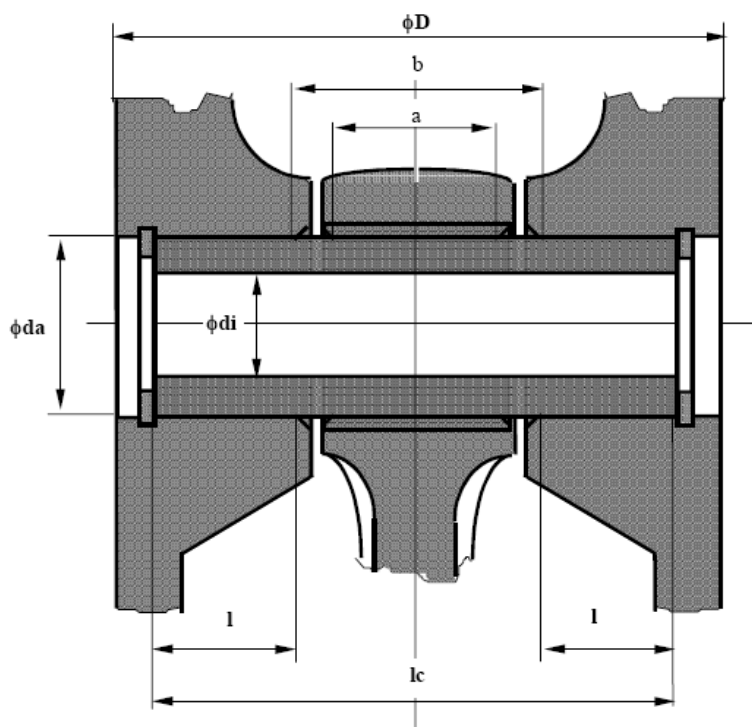
K výpočtu měrného tlaku použijeme vztah

$$p_o = \frac{F}{a \cdot D_{\text{ča}}} \leq p_{oD}$$

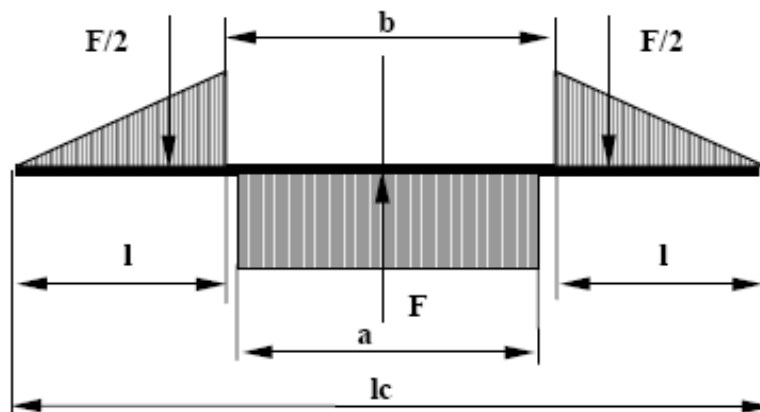
$$a = H_H - 2 \cdot r_a$$

Poloměr zaoblení vnitřní hrany ojničního oka

$$r_a = 1 \text{ mm} = 0,001 \text{ m}$$



Obr.7 Základní rozměry charakterizující uložení pístního čepu [2]



Obr.8 Prutový model pístoního čepu [2]

Aktivní šířka ojničního oka

$$a = H_H - 2 \cdot r_a = 0,035 - 2 \cdot 0,001\text{m} = 0,033\text{m}$$

$$p_o = \frac{9950}{0,033 \cdot 0,026} \text{Pa} = 11,5967 \cdot 10^6 \text{Pa} = 11,5967\text{MPa}$$

$$11,5967\text{MPa} \leq 30\text{MPa}$$

Kontrola na otlačení mezi písním čepem a pouzdrem oka ojnice vyhovuje.

5.2 Měrný tlak mezi písním čepem a oky v pístu

K výpočtu měrného tlaku použijeme vztah:

$$p_p = \frac{F'}{2 \cdot D_{\text{ča}} \cdot l} \leq p_{pD}$$

Šířka nálitku oka pro písní čep

$$l = \frac{l_c - b}{2}$$

Vzdálenost nálitků pro písní čep zvětšená o poloměr zaoblení hran

$$b = H_o + 2 \cdot r_a = 0,04\text{m} + 2 \cdot 0,001\text{m} = 0,042\text{m}$$

$$l = \frac{0,09 - 0,042}{2} \text{m} = 0,024\text{m}$$

$$p_p = \frac{17027}{2 \cdot 0,026 \cdot 0,024} \text{Pa} = 13,6434 \cdot 10^6 \text{Pa} = 13,6434\text{MPa}$$

$$13,6434\text{MPa} \leq 25\text{MPa}$$

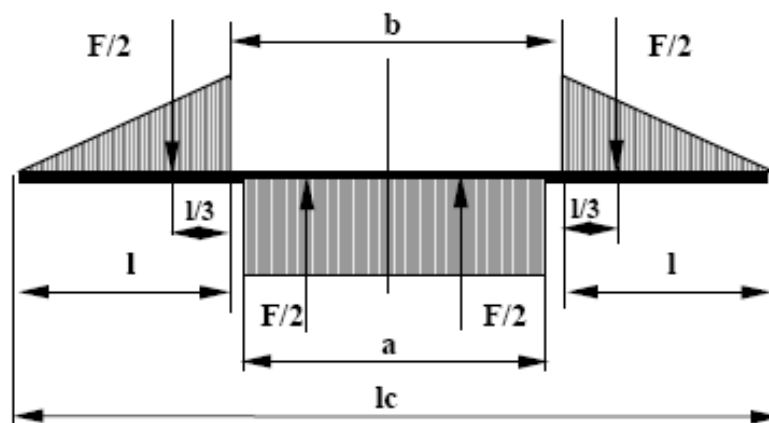
Kontrola na otlačení mezi písním čepem a oky v pístu vyhovuje.

6. Výpočet namáhání pístního čepu

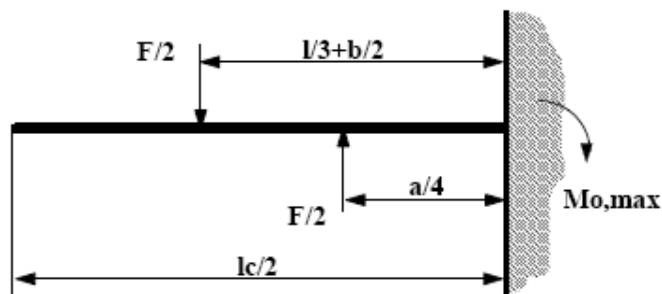
Pístní čep je namáhán na ohyb a smyk. Namáhání pístního čepu ohybem spočítáme jako podíl maximálního ohybového momentu působícího uprostřed délky pístního čepu, poděleného modulem odporu v ohybu, který je dán průřezem pístního čepu. Namáhání pístního čepu smykem určíme s použitím Žuravského vzorce. Maximální smykové napětí působí v průřezu pístního čepu mezi nálitky v pístu a ojnicím okem, a to v neutrální ploše příčného průřezu. Nakonec tyto napětí porovnáváme s dovoleným napětím pro pístní čepy ze slitinových ocelí. [2]

6.1 Namáhání pístního čepu ohybem

Z výsledků experimentálních měření deformací a zjištěných charakteristik lomu je odpovídající prutový model a jeho zatížení uveden na obr.9. [2]



Obr.9 Ohybové namáhání pístního čepu [2]



Obr.10 Uvolněný prvek prutu [2]

Maximální ohybový moment

$$M_{\text{omax}} = \frac{F}{12} \cdot \left(l_c + 2 \cdot b - \frac{3}{2} \cdot a \right) = \frac{9950}{12} \cdot \left(0,09 + 2 \cdot 0,042 - \frac{3}{2} \cdot 0,033 \right) \text{Nm} = 103,2313 \text{Nm}$$

Modul odporu v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot D_{\text{ca}}^3}{32} \cdot (1 - p^4)$$

Poměr průměrů pístního čepu

$$p = \frac{D_{\text{ci}}}{D_{\text{ca}}} = \frac{0,018}{0,026} = 0,6923$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 0,026^3}{32} \cdot (1 - 0,6923^4) \text{ m}^3 = 1,3292 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Maximální ohybové napětí

$$\sigma_{\text{omax}} = \frac{M_{\text{omax}}}{W_o} \leq \sigma_{\text{oD}}$$

$$\sigma_{\text{omax}} = \frac{103,2313}{1,3292 \cdot 10^{-6}} \text{ Pa} = 77,6642 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 77,6642 \text{ MPa}$$

$$77,6642 \text{ MPa} \leq 250 \text{ MPa}$$

Kontrola namáhání pístního čepu na ohyb vyhovuje.

6.2 Namáhání pístního čepu smykem

Použijeme již upravený Žuravského vzorec:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{0,85 \cdot F \cdot (1 + p + p^2)}{D_{\text{ča}}^2 \cdot (1 - p^4)} \leq \tau_D$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{0,85 \cdot 9950 \cdot (1 + 0,6923 + 0,6923^2)}{0,026^2 \cdot (1 - 0,6923^4)} \text{ Pa} = 35,2709 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 35,2709 \text{ MPa}$$

$$35,2709 \text{ MPa} \leq 160 \text{ MPa}$$

Kontrola namáhání pístního čepu na smyk vyhovuje.

7. Návrh základních rozměrů ojnice

Ojnice je součástí klikového mechanismu motoru a slouží k přenosu posuvného vratného pohybu pístu na otáčivý pohyb klikové hřídele. Ojnice čtyřdobého zážehového motoru, viz. obr.11, je tvořena okem pro pístní čep **1**, ložiskovým pouzdem **2**, dříkem (profil I) **3**, dělenou hlavou ojnice **4**, přičemž víko **5** je připojeno ojničními šrouby. Doporučené základní rozměry ojnice (obr.12) čtyřdobého motoru jsou vztaženy na vrtání válce motoru. [2]

Výška dříku ojnice (profil I) v polovině délky

$$T = 0,26 \cdot D = 0,26 \cdot 0,1 \text{ m} = 0,026 \text{ m}$$

Délka ojnice

$$L_{\text{oj}} = l_o = 1,7 \cdot D = 1,7 \cdot 0,1 \text{ m} = 0,17 \text{ m}$$

Vnitřní průměr ojničního oka pro pístní čep

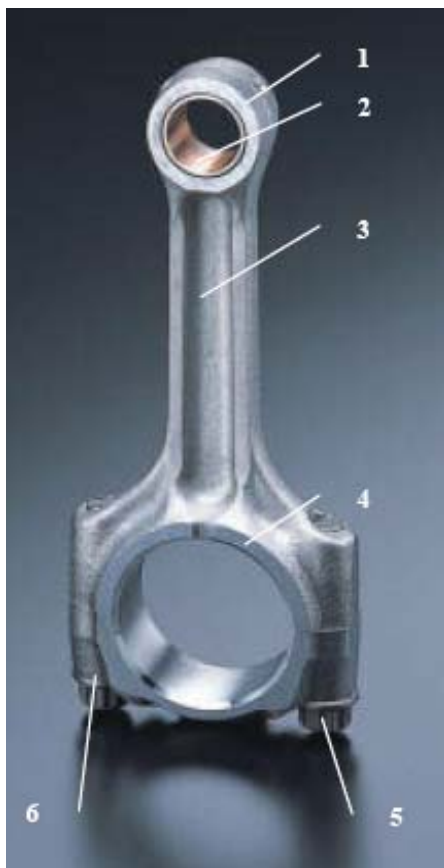
$$D_{\text{H1}} = 0,28 \cdot D = 0,28 \cdot 0,1 \text{ m} = 0,028 \text{ m}$$

Vnější průměr ojničního oka pro pístní čep

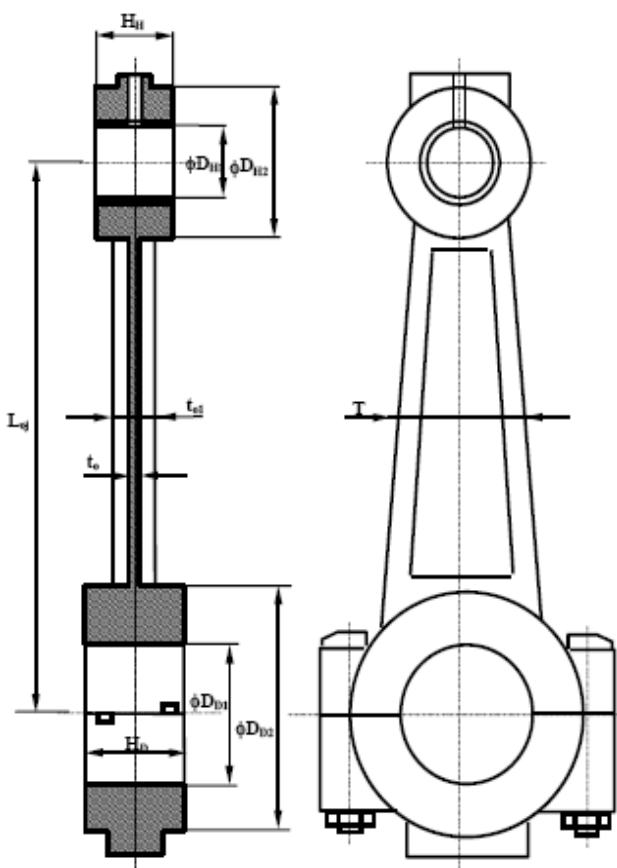
$$D_{\text{H2}} = 1,5 \cdot D_{\text{H1}} = 1,5 \cdot 0,028 \text{ m} = 0,042 \text{ m}$$

Vnitřní průměr hlavy ojnice

$$D_{\text{D1}} = 0,6 \cdot D = 0,6 \cdot 0,1 \text{ m} = 0,06 \text{ m}$$



Obr.11 Názvosloví ojnice [2]



Obr.12 Charakteristické rozměry ojnice [2]

Vnější průměr hlavy ojnice

$$D_{D2} = 1,15 \cdot D_{D1} = 1,15 \cdot 0,06\text{m} = 0,069\text{m}$$

Šířka ojnicního oka pro pístní čep

$$H_H = 0,35 \cdot D = 0,35 \cdot 0,1\text{m} = 0,035\text{m}$$

Šířka hlavy ojnice

$$H_D = 0,4 \cdot D = 0,4 \cdot 0,1\text{m} = 0,04\text{m}$$

Šířka pásnice dříku ojnice

$$t_{o1} = 15\text{mm} = 0,015\text{m}$$

Šířka stojny dříku ojnice

$$t_o = 5\text{mm} = 0,005\text{m}$$

8. Pevnostní kontrola oka ojnice

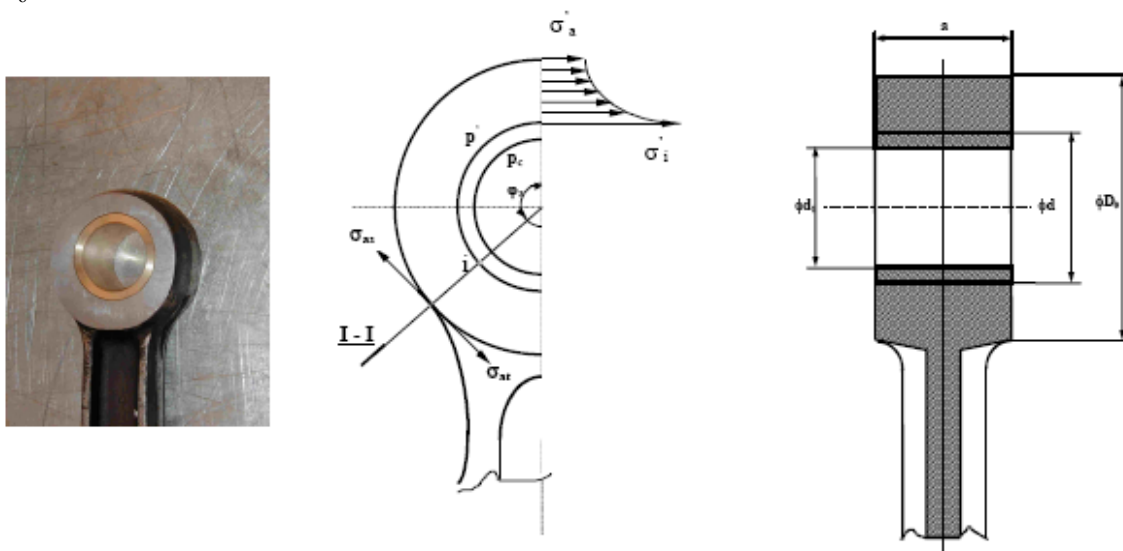
Ojniční oko je zatíženo silami:

- silami od tlaku plynů působících při spalování na dno pístu
- setrvačnými silami posuvných hmot pístní skupiny
- předpětím od zalisování a ohřevu ložiskového pouzdra [2]

8.1 Měrný tlak mezi pouzdem a okem ojnice

Spojité ztížení (měrný tlak) na vnitřním povrchu ojničního oka vznikne zalisováním ložiskového pouzdra do oka ojnice. Vyvolává ve všech příčných průřezích oka určité konstantní napětí. Toto napětí vyvolané zalisováním pouzdra se za provozu motoru po ohřátí ojničního oka ještě zvětší v důsledku vyšší roztažnosti materiálu bronzového silnostěnného pouzdra. [2]

Pro bronz je součinitel lineární tepelné roztažnosti $\alpha_b = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$ a modul pružnosti v tahu $E_b = 1,15 \cdot 10^5 \text{ MPa}$. Pro ocel pak je $\alpha_o = 1,0 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$ a $E_o = 2,2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$. [2]



Obr.13 Ojniční oko [2]

Přesah pouzdra pro bronzové materiály

$$e = 0,03\text{mm}$$

Ohřev oka ojnice za provozu motoru

$$\Delta T = 120\text{K}$$

Zvětšení přesahu pouzdra v důsledku ohřátí

$$e_t = D_{H1} \cdot \Delta T \cdot (\alpha_b - \alpha_o) = 28 \cdot 120 \cdot (1,8 \cdot 10^{-5} - 1 \cdot 10^{-5}) \text{ mm}$$

$$e_t = 0,02688\text{mm} = 2,688 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

Výsledný měrný tlak mezi povrchem pouzdra a ojnice v ohřátém stavu

$$p' = \frac{e + e_t}{d \cdot \left(\frac{c_o + \mu}{E_o} + \frac{c_p - \mu}{E_b} \right)}$$

kde platí

$$c_o = \frac{D_{H2}^2 + D_{H1}^2}{D_{H2}^2 - D_{H1}^2} = \frac{0,042^2 + 0,028^2}{0,042^2 - 0,028^2} = 2,6000$$

$$c_p = \frac{D_{H1}^2 + D_{\check{c}a}^2}{D_{H1}^2 - D_{\check{c}a}^2} = \frac{0,028^2 + 0,026^2}{0,028^2 - 0,026^2} = 13,5185$$

$$\mu = 0,3$$

$$p' = \frac{3 \cdot 10^{-5} + 2,688 \cdot 10^{-5}}{0,028 \cdot \left(\frac{2,6 + 0,3}{2,2 \cdot 10^{11}} + \frac{13,5185 - 0,3}{1,15 \cdot 10^{11}} \right)} \text{ Pa} = 15,8550 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 15,8550 \text{ MPa}$$

Napětí ve vnějším a vnitřním vlákne

Určíme stejným způsobem, jako při výpočtu silnostěnné nádoby namáhané vnitřním přetlakem. [2]

Vnější vlákno

$$\sigma'_a = p' \cdot \frac{2 \cdot D_{H1}^2}{D_{H2}^2 - D_{H1}^2} = 15,855 \cdot \frac{2 \cdot 0,028^2}{0,042^2 - 0,028^2} \text{ MPa} = 25,3680 \text{ MPa}$$

Vnitřní vlákno

$$\sigma'_i = p' \cdot \frac{D_{H2}^2 + D_{H1}^2}{D_{H2}^2 - D_{H1}^2} = 15,855 \cdot \frac{0,042^2 + 0,028^2}{0,042^2 - 0,028^2} \text{ MPa} = 41,2230 \text{ MPa}$$

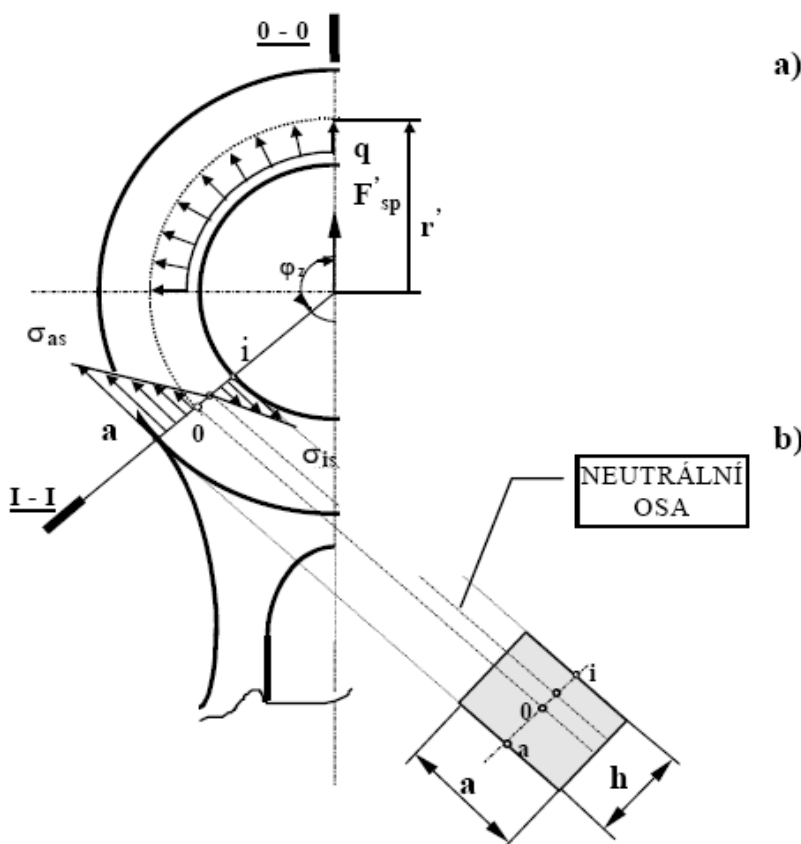
Dovolené napětí pro obě vlákna

$$\sigma_{Dov} = 100 \div 150 \text{ MPa}$$

Kontrola měrného tlaku mezi pouzdrem a okem ojnice vyhovuje.

8.2 Namáhání oka ojnice setrvačnou silou

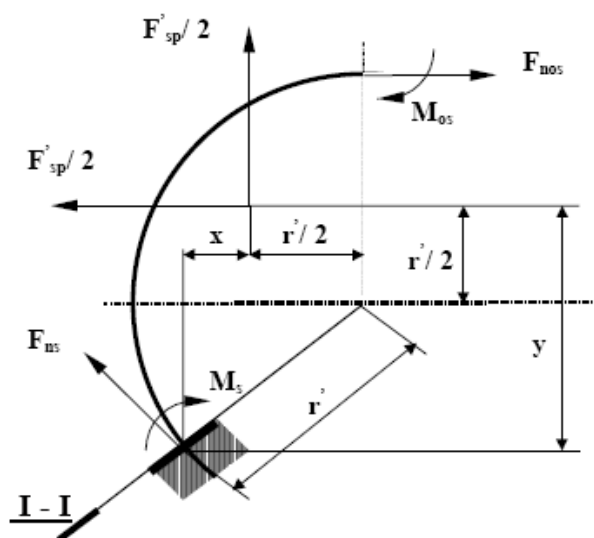
Je vyvoláno posuvnými hmotami pístní skupiny, přičemž maximum je dosaženo při doběhu pístu do horní úvratí mezi výfukovým a sacím zdvihem. [2]



Obr.14 Průběhy zatížení a napětí v ojničním oku [2]

Obr.15 Průběh napětí a) ve vnějších vláknech b) ve vnitřních vláknech [2]

Oko ojnice je zatěžováno setrvačnou silou F'_{sp} . Pro výpočet napětí vyvolaný touto silou nahrazujeme oko ojnice (bez ložiskového pouzdra) modelem, silně zakřiveným prutem kruhového tvaru o poloměru r' s vetknutím v bodě 0 průřezu I-I, viz obr.16. [2]



Obr.16 Model silně zakřiveného kruhového prutu [2]

Poloměr r' je poloměrem těžiště příčného průřezu a je dán vztahem:

$$r' = \frac{D_{H2} + D_{H1}}{4} = \frac{0,042 + 0,028}{4} \text{ m} = 0,0175 \text{ m}$$

Všechny průřezy oka kolmé na střední kruhové vlákno jsou namáhány kombinovaně na ohyb a na tah. Ve vnějších vláknech průřezu vznikají normálová napětí σ_{as} . Jejich největší hodnota je v průřezu I-I v místě ukotvení oka do dřívku ojnice. Průběh napětí ve vnitřních vláknech σ_{is} má maximum v průřezu kolmém na osu ojnice. [2]

Při úhlu zakotvení ojnicního oka $\varphi_z > 90^\circ$ platí v průřezu I-I: $\sigma_{as} > \sigma_{is}$.

Zakotvení ojnicního oka je v tomto případě $120^\circ \Rightarrow \varphi_z = 120^\circ$

Při zatížení setrvačnou silou F'_{sp} dosedne pístní čep na stykovou plochu s pouzdem ojnice tak, že oko ojnice je namáháno spojitým zatížením q . [2]

Vzhledem k symetrii zatížení i geometrie prutu je možno prut v průřezu 0-0 přerušit a vazbové působení druhé části prutu nahradit silovými účinky, tj. momentem M_{os} a normálovou silou F_{nos} . [2]

Pro stanovení velikosti těchto vnitřních silových účinků použijeme následující empirické vztahy:

$$M_{os} = F'_{sp} \cdot r' \cdot (0,00033 \cdot \varphi_z - 0,0297) = 40356 \text{ N} \cdot 0,0175 \cdot (0,00033 \cdot 120^\circ - 0,0297) \text{ Nm}$$

$$M_{os} = 6,9917 \text{ Nm}$$

$$F_{nos} = F'_{sp} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_z) = 40356 \text{ N} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot 120^\circ) \text{ N}$$

$$F_{nos} = 19,2094 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Na základě řešení rovnic statické rovnováhy uvolněného prvku křivého prutu dostáváme pro průřez I-I následující vztahy:

$$M_s = M_{os} + F_{nos} \cdot r' \cdot (1 - \cos \varphi_z) - 0,5 \cdot F'_{sp} \cdot r' \cdot (\sin \varphi_z - \cos \varphi_z)$$

$$M_s = [6,9917 + 19,2094 \cdot 10^3 \cdot 0,0175 \cdot (1 - \cos 120^\circ) - 0,5 \cdot 40356 \cdot 0,0175 \cdot (\sin 120^\circ - \cos 120^\circ)] \text{ Nm}$$

$$M_s = 28,8744 \text{ Nm}$$

$$F_{ns} = F_{nos} \cdot \cos \varphi_z + 0,5 \cdot F'_{sp} \cdot (\sin \varphi_z - \cos \varphi_z)$$

$$F_{ns} = 19,2094 \cdot 10^3 \cdot \cos 120^\circ + 0,5 \cdot 40356 \cdot (\sin 120^\circ - \cos 120^\circ) \text{ N}$$

$$F_{ns} = 17,9590 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Normálová napětí ve vnějším a vnitřním vlákne řešeného průřezu I-I s uvážením vztahů odvozených pro silně zakřivený prut namáhaný ohybem a tahem:

$$\sigma_{as} = \left[2 \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' + h)} + k_1 \cdot F_{ns} \right] \cdot \frac{1}{H_H \cdot h}$$

$$\sigma_{is} = \left[-2 \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' - h)} + k_1 \cdot F_{ns} \right] \cdot \frac{1}{H_H \cdot h}$$

kde platí

Tloušťka stěny oka ojnice

$$h = \frac{D_{H2} - D_{H1}}{2} = \frac{0,042 - 0,028}{2} \text{ m} = 0,007 \text{ m}$$

Průřez oka ojnice

$$S_o = \left(\frac{D_{H2} - D_{H1}}{2} \right) \cdot H_H = \left(\frac{0,042 - 0,028}{2} \right) \cdot 0,035 \text{ m}^2 = 2,45 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Průřez pouzdra ojnice

$$S_p = \left(\frac{D_{H1} - D_{\check{c}a}}{2} \right) \cdot H_H = \left(\frac{0,028 - 0,026}{2} \right) \cdot 0,035 \text{ m}^2 = 3,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Konstanta vyjadřující podíl normálové síly F_{ns} přenášené okem ojnice ve vztahu k přenosu ložiskovým pouzdrem oka:

$$k_1 = \frac{E_o \cdot S_o}{E_o \cdot S_o + E_b \cdot S_p} = \frac{2,2 \cdot 10^{11} \cdot 2,45 \cdot 10^{-4}}{2,2 \cdot 10^{11} \cdot 2,45 \cdot 10^{-4} + 1,15 \cdot 10^{11} \cdot 3,5 \cdot 10^{-5}}$$

$$k_1 = 0,9305$$

$$\sigma_{as} = \left[2 \cdot 28,8744 \cdot \frac{6 \cdot 0,0175 + 0,007}{0,007 \cdot (2 \cdot 0,0175 + 0,007)} + 0,9305 \cdot 17959 \right] \cdot \frac{1}{0,035 \cdot 0,007} \text{ Pa}$$

$$\sigma_{as} = 158,0016 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 158,0016 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{is} = \left[-2 \cdot 28,8744 \cdot \frac{6 \cdot 0,0175 + 0,007}{0,007 \cdot (2 \cdot 0,0175 - 0,007)} + 0,9305 \cdot 17959 \right] \cdot \frac{1}{0,035 \cdot 0,007} \text{ Pa}$$

$$\sigma_{is} = -66,4835 \cdot 10^6 \text{ Pa} = -66,4835 \text{ MPa}$$

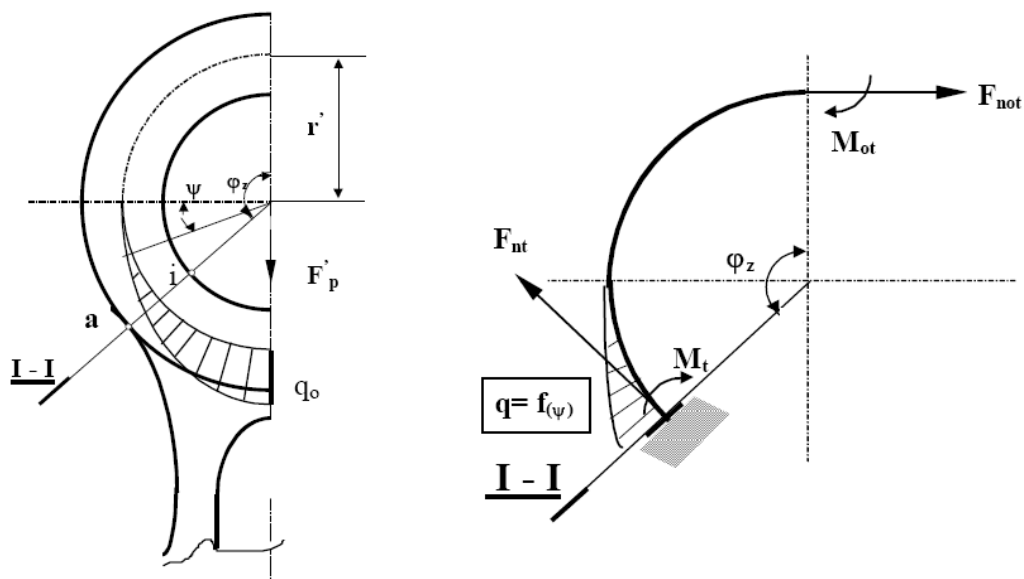
Vztahy pro vypočtené normálové napětí jsou odvozeny za předpokladu, že výsledný vnitřní moment M_s přenáší pouze příčný průřez oka ojnice S_o . Normálovou sílu F_{ns} však přenáší i průřez pouzdra oka ojnice S_p . [2]

8.3 Namáhání oka ojnice silou od tlaků plynů

Na obr.17 je ukázáno zatížení ojničního oka tlakem plynů nad pístem. Předpokládáme, že výslednice spojitého zatížení $q = f(\psi)$, osamělá síla F_p' působí v ose ojnice. [2]

Skutečné těleso a zatížení je nahrazeno prutovým modelem. Jedná se o silně zakřivený prut, vetknutý v průřezu I-I. [2]

Tak jako v předchozím případě je vzhledem k symetričnosti zadání úlohy řešena pouze polovina oka. Výsledné vnitřní účinky v průřezu 0-0 jsou normálová síla F_{not} a ohybový moment M_{ot} . [2]



Obr.17 Namáhání oka ojnice silou od tlaku plynů [2]

Velikost těchto výsledných vnitřních účinků stanovíme empiricky. Rozhodující pro určení jejich velikosti je úhel vetknutí oka ojnice do dřívku, tedy úhel φ_z . [2]

$$F_{\text{not}} = a_1 \cdot F_p'$$

$$M_{\text{ot}} = a_2 \cdot F_p' \cdot r'$$

Osamělou sílu F_p' určíme stejně jako sílu F (viz. kapitola 4.4), proto platí $F_p' = F$.

Součinitele a_1 a a_2 jsou závislé na úhlu zakotvení oka v dřívku ojnice φ_z .

$$a_1 = f(\varphi_z) = f(120^\circ) = 0,0030$$

$$a_2 = f(\varphi_z) = f(120^\circ) = -0,0012$$

$$F_{\text{not}} = 0,003 \cdot 9950 \text{ N} = 29,85 \text{ N}$$

$$M_{\text{ot}} = -0,0012 \cdot 9950 \cdot 0,0175 \text{ Nm} = -0,20895 \text{ Nm}$$

Zbylé velikosti ohybového momentu M_t a síly F_{nt} v místě vetknutí průřezu I-I získáme pomocí spojitého liniového zatížení $q(\psi)$ a z rovnice statické rovnováhy uvolněného prutu. Po úpravě a dosazení za q , M_{ot} a F_{not} dostaneme konečné vztahy: [2]

$$M_t = F_p' \cdot r' \cdot \left[a_2 + a_1 \cdot (1 - \cos \varphi_z) - \frac{2}{\pi} \cdot J \right]$$

$$F_{\text{nt}} = F_p' \cdot \left(a_1 \cdot \cos \varphi_z + \frac{2}{\pi} \cdot J \right)$$

Pro konstantu J v obou případech platí:

$$J = \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_z}{2} \right) \cdot \sin \varphi_z - \frac{1}{2} \cdot \cos \varphi_z$$

$$\text{Úhel } \varphi_z \text{ dosazujeme výjimečně v radiánech} \Rightarrow \varphi_z = \frac{\pi}{180} \cdot 120 \text{ rad} = 2,0944 \text{ rad}$$

$$J = \left(\frac{\pi}{4} - \frac{2,0944 \text{ rad}}{2} \right) \cdot \sin 2,0944 \text{ rad} - \frac{1}{2} \cdot \cos 2,0944 \text{ rad} = 0,02328$$

$$M_t = 9950 \cdot 0,0175 \cdot \left[-0,0012 + 0,003 \cdot (1 - \cos 2,0944 \text{ rad}) - \frac{2}{\pi} \cdot 0,02328 \right] \text{ Nm}$$

$$M_t = -2,006 \text{ Nm}$$

$$F_{nt} = 9950 \cdot \left(0,003 \cdot \cos 2,0944 \text{ rad} + \frac{2}{\pi} \cdot 0,02328 \right) \text{ N}$$

$$F_{nt} = 132,5390 \text{ N}$$

Normálové napětí vyvolané tlakovou silou ve vnějších vláknech oka ojnice

$$\sigma_{at} = \left[2 \cdot M_t \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' + h)} + k_1 \cdot F_{nt} \right] \cdot \frac{1}{H_H \cdot h}$$

$$\sigma_{at} = \left[2 \cdot (-2,006) \cdot \frac{6 \cdot 0,0175 + 0,007}{0,007 \cdot (2 \cdot 0,0175 + 0,007)} + 0,9305 \cdot 132,539 \right] \cdot \frac{1}{0,035 \cdot 0,007} \text{ Pa}$$

$$\sigma_{at} = -5,7349 \cdot 10^6 \text{ Pa} = -5,7349 \text{ MPa}$$

Normálové napětí vyvolané tlakovou silou ve vnitřních vláknech oka ojnice

$$\sigma_{it} = \left[-2 \cdot M_t \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' - h)} + k_1 \cdot F_{nt} \right] \cdot \frac{1}{H_H \cdot h}$$

$$\sigma_{it} = \left[-2 \cdot (-2,006) \cdot \frac{6 \cdot 0,0175 + 0,007}{0,007 \cdot (2 \cdot 0,0175 - 0,007)} + 0,9305 \cdot 132,539 \right] \cdot \frac{1}{0,035 \cdot 0,007} \text{ Pa}$$

$$\sigma_{it} = 9,8608 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 9,8608 \text{ MPa}$$

8.4 Určení maximálního napětí v oku ojnice

Nejprve musíme provést součet příslušných napětí na vnějším a vnitřním průměru oka ojnice a následně z těchto napětí vybereme hledané maximální napětí.

Napětí na vnějším průměru

$$\sigma_{\max 1} = \sigma_{at} + \sigma'_a = -5,7349 \text{ MPa} + 25,3680 \text{ MPa} = 19,6331 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max 2} = \sigma_{as} + \sigma'_a = 158,0016 \text{ MPa} + 25,3680 \text{ MPa} = 183,3696 \text{ MPa}$$

Napětí na vnitřním průměru

$$\sigma_{\max 3} = \sigma_{it} + \sigma'_i = 9,8608 \text{ MPa} + 41,2230 \text{ MPa} = 51,0838 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max 4} = \sigma_{is} + \sigma'_i = -66,4835 + 41,2230 \text{ MPa} = -25,2605 \text{ MPa}$$

Maximální napětí je dosaženo na vnějším průměru oka ojnice

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\max 2} = 183,3696 \text{ MPa}$$

Příslušné minimální napětí

$$\sigma_{\min} = \sigma_{\max 1} = 19,6331 \text{ MPa}$$

8.5 Bezpečnost oka ojnice vůči mezi kluzu

Materiál ojnice je ocel třídy 14 220.4 dle ČSN 41 4220. Jedná se o ocel legovanou manganem a chromem určenou pro vysoce namáhané strojní součásti. [5]

Mez pevnosti oceli 14 220.4

$$R_m = 785 \text{ MPa}$$

Mez kluzu oceli 14 220.4

$$R_e = 590 \text{ MPa}$$

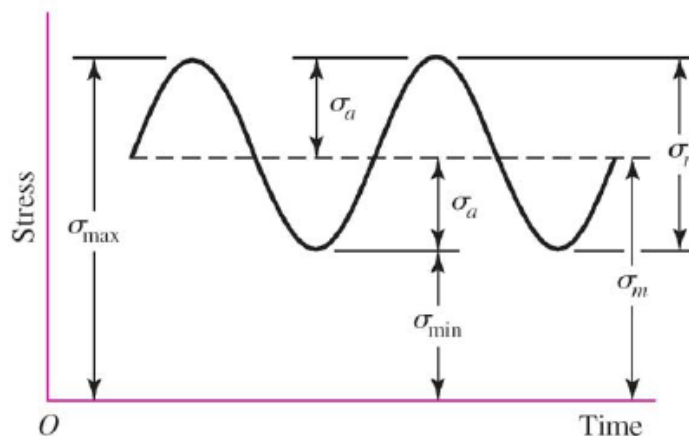
Bezpečnost vůči mezi kluzu

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{\max}} = \frac{590}{183,3696} = 3,22$$

Bezpečnost oka ojnice vůči mezi kluzu vyhovuje.

8.6 Kontrola oka ojnice na únavu

Pro výpočet kontroly ojnice na únavu použijeme kritérium únavového poškození podle Goodmana, kde využijeme znalosti z předmětu konstruování strojů - strojní součásti. Tento přístup volíme z důvodu nesouměrného napětíového cyklu, tzn. mezní napětí není rovno nule viz. obr.18. [4]



Obr.18 Sinusoidální napětí [4]

Mez únavy vzorku – pro ocel a namáhání na ohyb

$$\sigma_{co} = 0,5 \cdot R_m = 0,5 \cdot 785 \text{ MPa} = 392,5 \text{ MPa}$$

Součinitel povrchu – pro obráběné součásti

$$k_a = 4,51 \cdot R_m^{-0,265} = 4,51 \cdot 750^{-0,265} = 0,78$$

Součinitel velikosti – pro ohyb

$$k_b = 1,24 \cdot H_H^{-0,107} = 1,24 \cdot 35^{-0,107} = 0,85$$

Součinitel zatížení – pro ohyb

$$k_c = 1$$

Součinitel teploty – pro rozdíl teplot 120°C (pokojové a pracovní teploty ojnice)

$$k_d = 1,022$$

Součinitel spolehlivosti – pro 99%

$$k_e = 0,814$$

Součinitel dalších vlivů – žádné další vlivy

$$k_f = 1$$

Mez únavy reálné součásti

$$\sigma_c = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{co}$$

$$\sigma_c = 0,78 \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 1,022 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 392,5 \text{MPa} = 216,4853 \text{MPa}$$

Amplituda napětí

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{183,3696 - 19,6331}{2} \text{MPa} = 81,8683 \text{MPa}$$

Střední napětí

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{183,3696 + 19,6331}{2} \text{MPa} = 101,5014 \text{MPa}$$

Bezpečnost vůči únavě podle Goodmana

$$k_\sigma = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_c} + \frac{\sigma_m}{R_m}} = \frac{1}{\frac{81,8683}{216,4853} + \frac{101,5014}{785}} = 1,97$$

Kontrola oka ojnice na únavu podle Goodmanova kritéria vyhovuje. To znamená, že ojnice vydrží neomezený počet cyklů, aniž by došlo k únavovému lomu.

Závěr

Na počátku výpočtu bylo nutné zjistit maximální tlak ve spalovacím prostoru motoru, který jsem získal z výpočtu termodynamického cyklu. Tento tlak jsem použil k výpočtu maximální síly od tlaku plynů na pístní skupinu. Návrh základních rozměrů pístní skupiny byl důležitý pro výpočet její hmotnosti, která byla využita při určení maximální setrvačné síly. V poslední části práce jsem pomocí těchto hodnot provedl pevnostní kontrolu oka ojnice. Kontrolu jsem počítal vůči bezpečnosti mezi kluzu a cyklické únavy. Bezpečnost vůči mezi kluzu je vyhovující, konkrétně 3,22. Bezpečnost vůči únavovému poškození je menší, neboť zohledňuje dynamický průběh zatížení, a je také vyhovující, konkrétně 1,97. Tudíž návrh oka ojnice je v pořádku a není potřeba provádět změny v konstrukčním řešení ani měnit materiál. Dnešní trendy dimenzování spalovacích motorů, např. ojníc se pohybují na bezpečnosti 1,2 (např. ojnice motoru automobilu Škoda Fabia). Tyto poměrně nízké bezpečnosti jsou ovšem navrhovány moderními počítačovými programy, které dokážou přesněji simulovat dané zatížení.

Seznam použitých zdrojů

- [1] Pavelek, M. a kol.: Termomechanika. Akademické nakladatelství CERM, Brno 2003.
- [2] Rauscher, J.: Ročníkový projekt.
- [3] Vlk, F.: Vozidlové spalovací motory. CERM, Brno 2003.
- [4] Mechanical Engineering Design. New York, The McGraw-Hill Companies 2004.
- [5] Leinveber, J. Vávra, P.: Strojnické tabulky. Pedagogické nakladatelství ALBRA, Úvaly 2006.
- [6] JAWA Moto spol. s r.o.: Návod k obsluze JAWA 650/836
- [7] <http://www.auto.cz/main.php?site=slovník&akce=pojem&id=183>
- [8] <http://www.ctenarskydenik.cz/referaty/referat.asp?id=1439>
- [9] <http://skoda.panda.cz/clanek.php3?id=388>
- [10] <http://www.physics.byu.edu/faculty/rees/360/engine.jpg>
- [11] http://www.jawa-motorcycles.com/html/blder_style_13.html
- [12] http://www.benjamin.ic.cz/hlinik_slitiny.pdf

Seznam použitých zkratek a symbolů

Značka	Název	Jednotka
A_{12}	objemová práce při kompresi	J
$A_{3,4}$	objemová práce při expanzi	J
a_1, a_2	součinitele závislé na úhlu zakotvení oka v dříku ojnice	[-]
a	aktivní šířka ojničního oka	m
a_{\max}	maximální zrychlení pístní skupiny	$m \cdot s^{-2}$
b	vzdálenost nálitků pro pístní čep zvětšená o poloměr zaoblení hran	m
c_o	poměr průměrů na oku ojnice	[-]
c_p	poměr průměrů ojničního pouzdra	[-]
D	vrtání	m
$D_{\text{ča}}, D_{\text{č}}$	vnější průměr pístního čepu	m
$D_{\text{či}}$	vnitřní průměr pístního čepu	m
D_{D1}	vnitřní průměr hlavy ojnice	m
D_{D2}	vnější průměr hlavy ojnice	m
D_{H1}	vnitřní průměr ojničního oka pro pístní čep	m
D_{H2}	vnější průměr ojničního oka pro pístní čep	m
D_n	vnější průměr nálitku	m
E_b	modul pružnosti v tahu pro bronz	Pa
E_o	modul pružnosti v tahu pro ocel	Pa
e	přesah pouzdra pro bronzové materiály	m
e_t	zvětšení přesahu pouzdra v důsledku ohřátí	m
F, F_p	maximální síla působící na pístní čep typ 1	N
F'	působící síla na pístní čep typ 2	N
F_{nos}	normálová síla na průřezu 0-0 od setrvačné síly	N
F_{not}	normálová síla na průřezu 0-0 od tlaku plynů	N
F_{ns}	výsledná normálová síla na průřezu I-I od setrvačné síly	N
F_{nt}	výsledná síla v místě vetknutí průřezu I-I od tlaku plynů	N
F_{pmax}	maximální síla od tlaku plynů	N
F_{sp}'	maximální setrvačná síla posuvných hmot pístní skupiny (včetně pístního čepu)	N
F_{sp}''	maximální setrvačná síla posuvných hmot pístní skupiny (bez pístního čepu)	N
$H_{\text{č}}$	vnitřní průměr pístu	m
H_D	šířka hlavy ojnice	m
H_H	šířka ojničního oka pro pístní čep	m
H_k	kompresní výška pístu	m

Značka	Název	Jednotka
H_{m1}	výška prvního můstku	m
H_{m2}	výška druhého můstku	m
H_o	šířka mezi nálitky pro pístní čep	m
H_p	výška pístu	m
H_{pl}	výška pláště pístu	m
H_u	spodní výhřevnost paliva	$J \cdot kg^{-1}$
h	tloušťka stěny oka ojnice	m
J	konstanta úhlu vetknutí	[-]
k_1	konstanta vyjadřující podíl zatížení oka ojnice ve vztahu s ložiskovým pouzdem oka	[-]
k_a	součinitel povrchu	[-]
k_b	součinitel velikosti	[-]
k_c	součinitel zatížení	[-]
k_d	součinitel teploty	[-]
k_e	součinitel spolehlivosti	[-]
k_f	součinitel dalších vlivů	[-]
k_k	bezpečnost vůči mezi kluzu	[-]
k_σ	bezpečnost vůči únavě podle Goodmana	[-]
L_{oj}, l_o	délka ojnice	m
l	šířka nálitku oka pro pístní čep	m
l_ϵ	délka pístního čepu	m
M_s	výsledný vnitřní moment pro průřez I-I od setrvačné síly	Nm
M_{os}	ohybový moment na průřezu 0-0 od setrvačné síly	Nm
M_{omax}	maximální ohybový moment	Nm
M_t	výsledný ohybový moment v místě vetknutí průřezu I-I od tlaku plynů	Nm
M_{ot}	ohybový moment na průřezu 0-0 od tlaku plynů	Nm
m_ϵ	hmotnost pístního čepu	kg
m_p	hmotnost pístu	kg
m_{pa}	hmotnost paliva	kg
m_{ps}	celková hmotnost pístní skupiny včetně pístního čepu	kg
m_v	hmotnost vzduchu	kg
n_{max}	maximální otáčky	s^{-1}
p	poměr průměrů pístního čepu	[-]
p'	výsledný tlak mezi povrchem pouzdra a ojnice v ohráťém stavu	Pa
p_1, p_a	atmosférický tlak	Pa

Značka	Název	Jednotka
p_2	tlak na konci komprese	Pa
p_3, p_{\max}	maximální tlak Ottova cyklu	Pa
p_4	tlak na konci adiabatické expanze	Pa
p_o	tlak mezi pístním čepem a pouzdem oka ojnice	Pa
p_{oD}	dovolený tlak mezi pístním čepem a pouzdem oka ojnice	Pa
p_p	tlak mezi pístním čepem a oky v pístu	Pa
p_{pD}	povolený tlak mezi pístním čepem a oky v pístu	Pa
Q_C, Q_{41}	odvedené teplo	J
Q_H, Q_{23}	dodané teplo	J
R_e	mez kluzu oceli	Pa
R_m	mez pevnosti oceli	Pa
r	měrná plynová konstanta pro vzduch	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
r'	poloměr těžiště příčného průřezu	m
r_a	poloměr zaoblení vnitřní hrany ojnicního oka	m
r_k	poloměr kliky	m
S_o	průřez oka ojnice	m^2
S_p	průřez pouzdra ojnice	m^2
T	výška dříku ojnice (profil I) v polovině délky	m
T_1	teplota okolí	K
T_2	teplota na konci komprese	K
T_3, T_{\max}	maximální teplota Ottova cyklu	K
T_4	teplota na konci adiabatické expanze	K
ΔT	ohřev oka ojnice za provozu motoru	K
t	perioda oběhu při max. otáčkách	s^{-1}
t_o	šířka stojny dříku ojnice	m
t_{o1}	šířka pásnice dříku ojnice	m
V_c, V_1, V_4	objem spalovacího prostoru	m^3
$V_{\check{c}}$	objem pístního čepu	m^3
V_d	objem dna pístu	m^3
V_k, V_2, V_3	objem kompresního prostoru	m^3
V_n	objem nálitku pro pístní čep	m^3
V_p	objem pístu	m^3
V_{pl}	objem pláště pístu	m^3
V_z	zdvihový objem	m^3
W_o	modul odporu v ohybu	m^3
z	zdvih	m
α_b	součinitel tepelné roztažnosti pro bronz	K^{-1}

Značka	Název	Jednotka
α_o	součinitel tepelné roztažnosti pro ocel	K^{-1}
δ	výška dna pístu	m
ε	kompresní poměr	[-]
μ	Poissonova konstanta	[-]
χ	izoentropický exponent	[-]
λ	teoretický (Stechiometrický) směšovací poměr	[-]
λ_o	ojniční poměr	[-]
λ_s	skutečný směšovací poměr	[-]
π	Ludolfovo číslo	[-]
ρ_{Al}	hustota hliníku	$kg \cdot m^{-3}$
$\rho_{\check{c}}$	hustota pístního čepu	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{Mn}	hustota manganu	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_o	hustota oceli	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_p	hustota pístu	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{Si}	hustota křemíku	$kg \cdot m^{-3}$
σ_a	amplituda napětí	Pa
σ'_a	napětí na vnějším vlákně	Pa
σ_{as}	normálové napětí ve vnějším vlákně průřezu I-I vyvolané setrvačnou silou	Pa
σ_{at}	normálové napětí vyvolané tlakovou silou ve vnějších vláknech oka ojnice	Pa
σ_c	mez únavy reálné součásti	Pa
σ_{co}	mez únavy vzorku	Pa
σ'_i	napětí na vnitřním vlákně	Pa
σ_{is}	normálové napětí ve vnitřním vlákně průřezu I-I vyvolané setrvačnou silou	Pa
σ_{it}	normálové napětí vyvolané tlakovou silou ve vnitřních vláknech oka ojnice	Pa
σ_m	střední napětí	Pa
σ_{max}	maximální napětí	Pa
σ_{min}	minimální napětí	Pa
$\sigma_{max1}, \sigma_{max2}$	celkové napětí na vnějším průměru	Pa
$\sigma_{max3}, \sigma_{max4}$	celkové napětí na vnitřním průměru	Pa
σ_{oD}	dovolené ohybové napětí	Pa
σ_{omax}	maximální ohybové napětí	Pa
τ_D	dovolené smykové napětí	Pa
τ_{max}	maximální smykové napětí	Pa
φ_z	úhel zakotvení ojničního oka	°
ω_{max}	maximální úhlová rychlost	s^{-1}